

Analiza możliwości oceny współczynnika przyczepności między kołem a jezdnią podczas hamowania prostoliniowego

ANDRZEJ GAJEK, STANISŁAW WALCZAK

Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny

W pracy przeanalizowano możliwości wyznaczania współczynnika przyczepności między kołem a jezdnią podczas hamowania prostoliniowego. Wyprowadzono zależność na bieżący współczynnik przyczepności w funkcji parametrów ruchu koła i samochodu. Przeprowadzono badania symulacyjne, których wyniki posłużyły do wyznaczenia wartości współczynnika przyczepności w funkcji poślizgu. Wyniki badań symulacyjnych porównano z badaniami poligonowymi. Przeanalizowano również możliwość oceny wartości współczynnika przyczepności na podstawie pomiaru opóźnienia koła.

1. Wstęp

Optymalizacja algorytmów sterowania układami przeciwblokującymi ABS i sterowania układami stabilizacji toru jazdy ESP wymaga rozpoznawania wartości współczynnika przyczepności nawierzchni jezdni, na której odbywa się ruch pojazdu. Zagadnienie to analizowane jest w wielu publikacjach, np. [3], [5], [6], [9], [13], [14]-[15], [18], [19]. Przyszłościowy aspekt tego problemu to rozwój układów automatycznego prowadzenia pojazdów.

W układach ABS stosowane są proste sposoby szacowania przyczepności, np. poprzez ocenę szybkości zmian opóźnienia koła hamowanego, ocenę czasu spadku ciśnienia w hamulcu, potrzebnego do przyspieszenia koła. Opracowana została również metoda szacowania wartości współczynnika przyczepności na podstawie nachylenia krzywej zależności tego współczynnika od poślizgu koła $\mu(s)$. Zależność ta wyznaczana jest z wykorzystaniem zasad filtracji wyników pomiarów, opracowanej przez R. Kalmana [21]. Metoda ta pozwala oszacować maksymalną wartość współczynnika przyczepności na podstawie analizy nachylenia krzywej $\mu(s)$ dla częściowego hamowania lub napędu, bez maksymalnego wykorzystania przyczepności [9], [10].

W algorytmach sterowania układami ESP przyczepność kół do jezdni na łuku w sytuacji braku hamowania szacuje się na podstawie pomiarów przyspieszenia poprzecznego pojazdu, przyspieszenia wzdłużnego, kąta obrotu kierownicy i prędkości kątowej wokół osi z oraz estymacji kąta znoszenia pojazdu. Opracowano metodę obliczania współczynnika przyczepności na podstawie analizy różnicy pomiędzy prędkością koła ω wyliczaną z modelu samochodu i mierzoną, oraz różnicy pomiędzy prędkością kątową samochodu $\dot{\psi}$ względem osi z, wyliczaną z modelu, a mierzoną specjalnym czujnikiem.

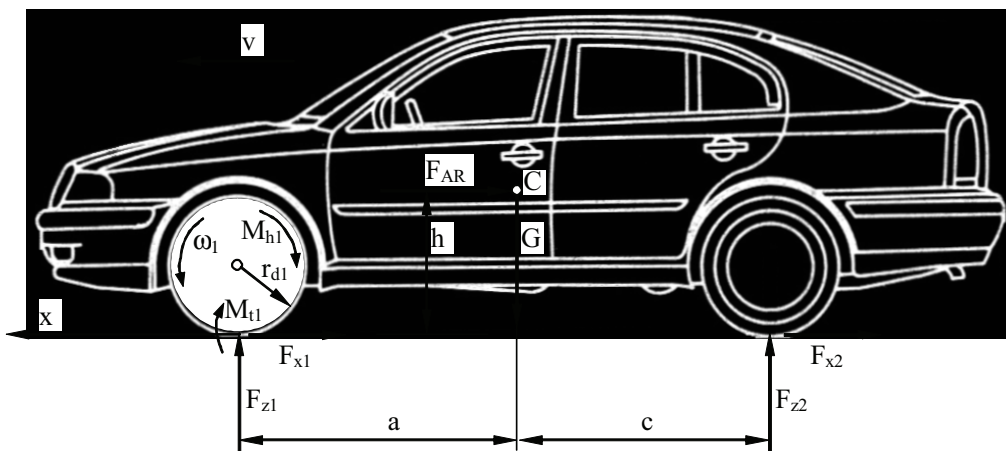
W ruchu prostoliniowym wykorzystuje się $\Delta\omega$, w ruchu krzywoliniowym $\Delta\dot{\psi}$ i $\Delta\omega$ z odpowiednimi wagami [14], [22]. Analiza prowadzona jest w czasie rzeczywistym.

Opracowana została tzw. „inteligentna opona” z wkładkami magnetycznymi [17]. Układ czujników zamontowanych do zwrotnicy mierzy odkształcenia obwodowe i poprzeczne opony i na tej podstawie szacowana jest bieżąca wartość współczynnika przyczepności.

Podejmowane są również próby oceny współczynnika przyczepności na podstawie pomiarów tekstury nawierzchni jezdni przyrządami laserowymi [4].

W referacie autorzy przedstawili wyniki badań modelowych i doświadczalnych bieżącego wyznaczania współczynnika przyczepności podczas prostoliniowego hamowania. Przeanalizowano również możliwość oszacowania obszaru przyczepności na podstawie opóźnień kół hamowanych.

2. Możliwość wyznaczania bieżącej wartości współczynnika przyczepności podczas hamowania prostoliniowego



Rys. 1. Siły działające na samochód w podczas hamowania.
Fig. 1. Forces acting on the car during straight line braking.

Podczas prostoliniowego hamowania samochodu, przy założeniu symetrii momentów hamujących i współczynnika przyczepności po prawej i lewej stronie pojazdu, można zapisać następujące równania ruchu:

$$m \cdot \ddot{x} = -F_{x1} - F_{x2} - F_{AR}, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= -F_{x1} \cdot r_{d1} + M_{t1} + M_{h1} \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= -F_{x2} \cdot r_{d2} + M_{t2} + M_{h2} \end{aligned}, \quad (2)$$

oraz równania równowagi:

$$0 = F_{z1} + F_{z2} - G, \quad (3)$$

$$F_{z1} \cdot a - F_{z2} \cdot c - (F_{x1} + F_{x2}) \cdot h = 0, \quad (4)$$

gdzie:

$$G = m \cdot g \quad (5)$$

- m – połowa masy samochodu,
- J_1 – moment bezwładności koła przedniego względem osi obrotu,
- J_2 – moment bezwładności koła tylnego względem osi obrotu,
- M_{h1} – moment hamujący koło przednie,
- M_{h2} – moment hamujący koło tylne,
- F_{AR} – siła oporu aerodynamicznego,
- M_{t1} – moment oporu toczenia koła przedniego,
- M_{t2} – moment oporu toczenia koła tylnego,

$$\begin{aligned} M_{t1} &= r_{d1} \cdot F_{z1} \cdot f_t \\ M_{t2} &= r_{d2} \cdot F_{z2} \cdot f_t \end{aligned} \quad (6)$$

Z równania (1) wynika:

$$F_{x1} + F_{x2} = -m \cdot \ddot{x} - F_{AR} \quad (7)$$

Podstawiając wzory (3) i (7) do równania (4) można wyznaczyć siły F_{z1} i F_{z2} z zależności (podczas hamowania $\ddot{x} < 0$):

$$\begin{aligned} F_{z1} &= G \left(\frac{c}{a+c} - \frac{h}{a+c} \left(\frac{\ddot{x}}{g} + \frac{F_{AR}}{G} \right) \right), \\ F_{z2} &= G \left(\frac{a}{a+c} + \frac{h}{a+c} \left(\frac{\ddot{x}}{g} + \frac{F_{AR}}{G} \right) \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Siłę wzdłużną F_{x1} i F_{x2} podczas hamowania zapisujemy jako:

$$\begin{aligned} F_{x1} &= \mu(s_1) F_{z1}, \\ F_{x2} &= \mu(s_2) F_{z2}. \end{aligned} \quad (9)$$

$$s_i = 1 - \frac{\omega_i r_{di}}{v}, \quad (10)$$

gdzie:

$\mu(s_i)$ – współczynnik przyczepności wzdłużnej między kołem a nawierzchnią jezdni w funkcji poślizgu wzdłużnego koła,

v – podłużna składowa prędkości osi koła.

Podstawiając zależności (5), (8) i (9) do wzoru (2) można dla koła 1 zapisać:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = r_{d1} \cdot (f - \mu(s_1)_t) \cdot G \left(\frac{c}{a+c} - \frac{h}{a+c} \left(\frac{\ddot{x}}{g} + \frac{F_{AR}}{G} \right) \right) + M_{h1}. \quad (11)$$

Z zależności (11) można wyznaczyć współczynnik przyczepności $\mu(s_1)$:

$$\mu(s_1) = f_t + \frac{(M_{h1} - J_1 \ddot{\varphi}_1)(a+c)}{r_{d1} \cdot (m \cdot g \cdot c - h(m \cdot \ddot{x} + F_{AR}))}. \quad (12)$$

Pomijając siłę oporu aerodynamicznego (podczas hamowania $m\ddot{x} \gg F_{AR}$), wyrażenie (12) można zapisać następująco:

$$\mu(s_1) = f_t + \frac{(M_{h1} - J_1 \ddot{\varphi}_1)(a+c)}{r_{d1} \cdot m(g \cdot c - h \cdot \ddot{x})}. \quad (13)$$

Jak widać z powyższej zależności, do wyznaczenia bieżącej wartości współczynnika przyczepności podczas hamowania należy znać moment bezwładności koła względem jego osi obrotu, przyspieszenie kątowe koła, moment hamujący, masę i położenie środka masy pojazdu, przyspieszenie wzdłużne samochodu oraz promień dynamiczny koła.

2.1. Badania symulacyjne

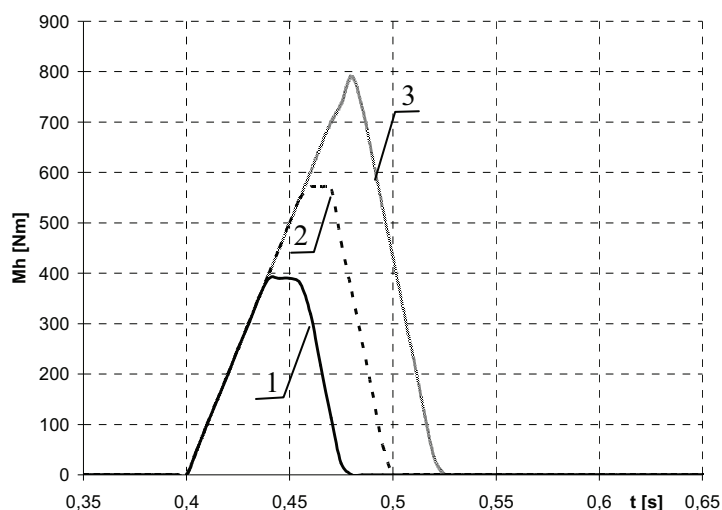
Badania symulacyjne przeprowadzono za pomocą zweryfikowanego eksperymentalnie programu komputerowego do symulacji dynamiki samochodu CarDyn [20].

W programie tym pojazd zamodelowano jako układ 9 brył sztywnych o 17 stopniach swobody. Główną bryłą jest nadwozie, które posiada 6 stopni swobody. Ruch pozostałych brył względem nadwozia ograniczony jest za pomocą więzów. Mechanizm zawieszenia przedniego opisano za pomocą pięciu stopni swobody, zaś mechanizm zawieszenia tylnego - za pomocą dwóch stopni swobody, każde z kół posiada jeden stopień swobody (obrót własny). Przyjęto nieliniowe charakterystyki sprężysto-tłumiące zawiesznień wyznaczone na podstawie badań eksperymentalnych.

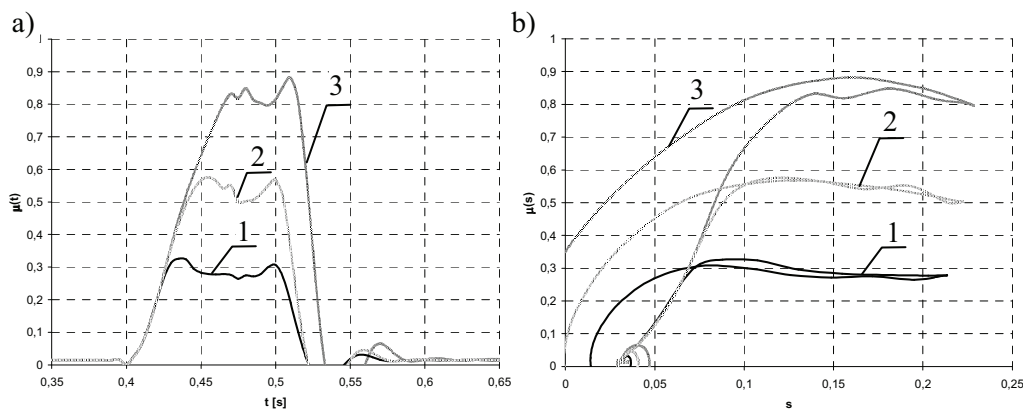
Zastosowano model opony TM-easy [11], [16], uwzględniający własności sprężysto-tłumiące opony w kierunku pionowym, wzdłużnym i poprzecznym, rozszerzony i zmodyfikowany w pracy [20]. Stany nieustalone każdej z opon opisano dwoma równaniami różniczkowymi pierwszego rzędu.

Badania symulacyjne wykonano dla modelu samochodu osobowego klasy średniej o masie całkowitej 940 kg. Symulowano proces hamowania na nawierzchniach o wartościach współczynnika przyczepności przyłgowej μ_H wynoszących odpowiednio: 0.3, 0.6 i 0.9. Zadawano moment hamujący o przebiegu przedstawionym na ry-

sunku 2, symulujący pierwszy impuls działania układu ABS. Szybkość narastania momentu wynosiła 10000 Nm/s. W chwili osiągnięcia przez koło opóźnienia granicznego ε_{gr} następowało sprawdzenie wartości aktualnego poślizgu koła s_k . Jeżeli $s_k < s_{gr}$, to utrzymywano moment hamujący na stałej wartości do chwili, gdy $s_k \geq s_{gr}$ (rys. 2). Gdy poślizg koła osiągał wartość $s_k = s_{gr}$, moment hamujący był obniżany z szybkością dwa razy większą niż szybkość narastania momentu. Jeżeli opóźnienie koła $\varepsilon < \varepsilon_{gr}$, a $s_k \geq s_{gr}$, to znaczy, gdy koło osiągało poślizg graniczny s_{gr} wcześniej niż opóźnienie ε_{gr} , następowało natychmiastowe obniżenie momentu hamującego. Przebieg momentu hamującego przyjętego do symulacji przedstawia rysunek 2.



Rys. 2. Przebieg momentu hamującego koło, przyjęty w badaniach symulacyjnych.
Fig. 2. The run of car wheel braking torque in simulation.



Rys. 3. Przebieg współczynnika przyczepności koła przedniego w funkcji czasu (a) i poślizgu (b), podczas hamowania, badania symulacyjne, 1) $\mu_H = 0.3$, 2) $\mu_H = 0.6$, 3) $\mu_H = 0.9$.

Fig. 3. The run of the coefficient of friction in time (a) and slip (b) domain during braking, simulations, 1) $\mu_H = 0.3$, 2) $\mu_H = 0.6$, 3) $\mu_H = 0.9$.

Na podstawie zależności (12) obliczano bieżącą wartość współczynnika przyczepności podczas symulowanego hamowania na nawierzchniach o przyjętym współczynniku przyczepności μ_H .

Na rysunku 3 przedstawiono wyniki obliczeń symulacyjnych bieżącej wartości współczynnika przyczepności w funkcji czasu oraz w funkcji poślizgu koła, podczas hamowania.

2.2. Badania drogowe

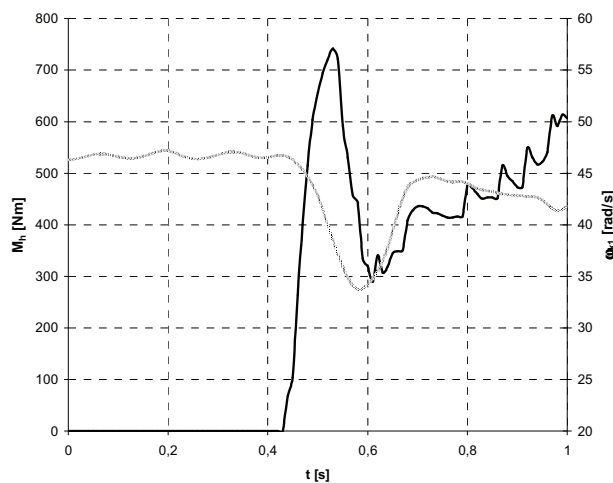
Badania drogowe przeprowadzono dla samochodu osobowego klasy średniej o masie 1350 kg, dwuobwodowym diagonalnym układzie hamulcowym, z czterokanałowym układem przeciwblokującym ABS z funkcją EBD. Samochód został wyposażony w następujące czujniki i aparaturę pomiarową:

- czujniki prędkości kątowej kół przednich i tylnych,
- czujniki ciśnienia w obwodzie kół przednich i tylnych,
- głowice Correvit do pomiaru składowych prędkości samochodu,
- układ pomiaru i rejestracji danych z przetwornikami AC i CC.

Przyspieszenie wzdłużne obliczano na podstawie pomiarów prędkości samochodu.

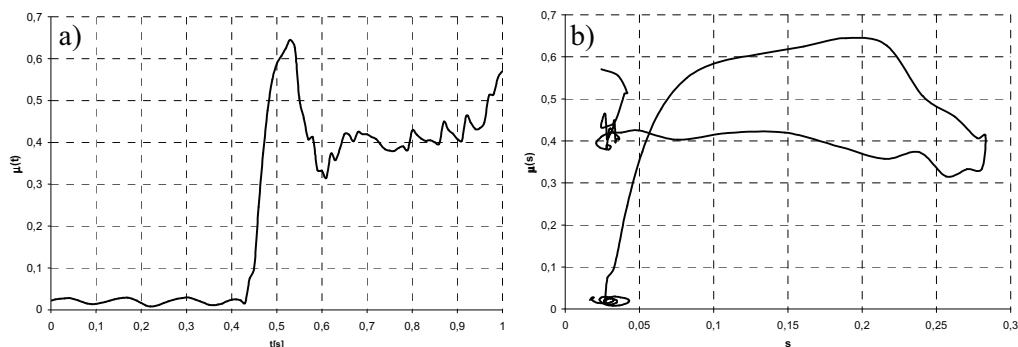
Badania wykonywano na nawierzchniach o różnej przyczepności (sucha i mokra nawierzchnia asfaltowa, nawierzchnia oblodzona, zaśnieżona). Początkowa prędkość hamowania wynosiła około 15 m/s.

Na podstawie wyników pomiarów ciśnienia w zacisku obliczano moment hamulca tarczowego. Założono, że w przypadku hamowania z udziałem ABS ciśnienie w zacisku jest proporcjonalne do momentu hamującego. Rysunek 4 przedstawia przebieg momentu hamującego koła przedniego podczas gwałtownego hamowania na jezdni asfaltowej suchej, powodującego uruchomienie układu ABS.



Rys. 4. Przebieg momentu hamującego dla koła przedniego prawego, wyznaczony na podstawie pomiarów ciśnienia w zacisku hamulcowym. Hamowanie z uruchomionym układem ABS.

Fig. 4. The run of the front right wheel braking torque, calculated on the basis of pressure in brake caliper. Braking with the ABS acting.



Rys. 5. Przebieg współczynnika przyczepności dla koła przedniego w funkcji czasu (a) i poślizgu koła (b), podczas hamowania z uruchomionym układem ABS, badania drogowe.

Fig. 5. The run of the front right wheel coefficient of friction in time (a) and slip (b) domain during braking with ABS system, experimental research.

Wyniki obliczeń przedstawione na rysunku 5 reprezentują bieżące wykorzystanie przyczepności, a nie maksymalną wartość współczynnika przyczepności. Można jednak zauważyć, że jeżeli wartość poślizgu granicznego s_{gr} , przy którym uruchamia się układ ABS jest odpowiednio duża (rzędu 0.2 lub większa), to maksimum obliczonego współczynnika przyczepności odpowiada przyczepności przylgowej nawierzchni drogi.

3. Możliwość szacowania współczynnika przyczepności na podstawie oceny opóźnienia kątownego koła

Z zależności (2) i (9), przy pominięciu oporów toczenia, można wyznaczyć opóźnienie obwodowe koła:

$$\ddot{\varphi}_k = \frac{M_h - F_x r_d}{J_k} = \frac{M_h}{J_k} - \mu(s) \frac{F_z r_d}{J_k}. \tag{14}$$

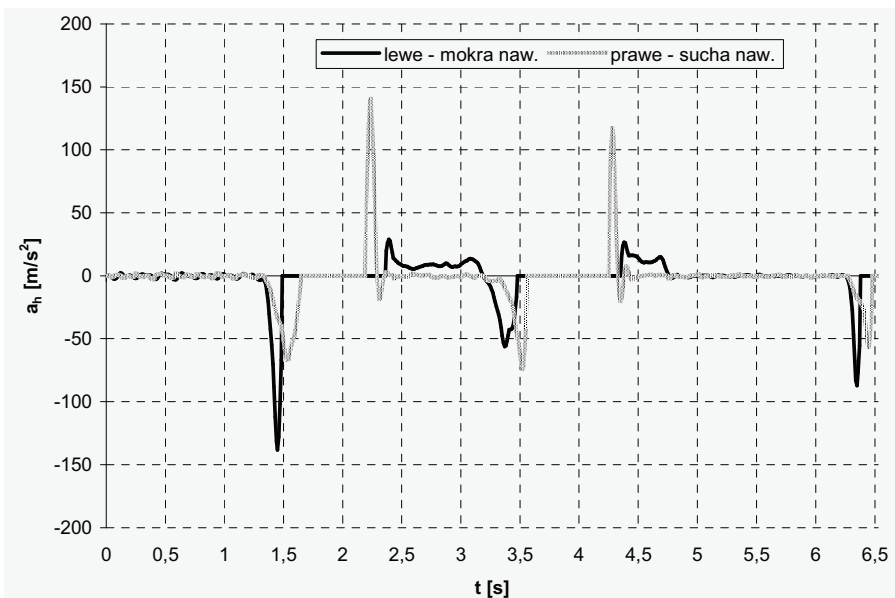
Z zależności tej wynika, że opóźnienie koła hamowanego zależy od różnicy pomiędzy wartością momentu hamującego M_h jako wymuszenia działającego na koło i momentu siły stycznej $F_x r_d$ jako odpowiedzi układu, oraz od wartości momentu bezwładności koła. Różnica $M_h - F_x r_d$ zależy od dynamicznych własności opony.

Przy danej wartości momentu hamującego różnica czasowa pomiędzy wymuszeniem M_h a odpowiedzią w postaci siły stycznej F_x zależy od sztywności obwodowej opony oraz od warunków przyczepności opony do jezdni. Im ta różnica w danej chwili czasu będzie mniejsza, tym opóźnienie kątowne koła będzie mniejsze. Uwidacznia się to w warunkach hamowania gwałtownego, przy dynamicznej zmianie momentu hamującego. Badania drogowe wykazały, że istnieje wyraźna zależność między opóźnieniem koła hamowanego gwałtownie a stanem nawierzchni jezdni [8]. Wynika to również z zależności (13), którą przy pominięciu oporów toczenia można zapisać jako:

$$\mu(s) = \frac{-J_k \ddot{\phi}_k + M_h}{F_z r_d}. \quad (15)$$

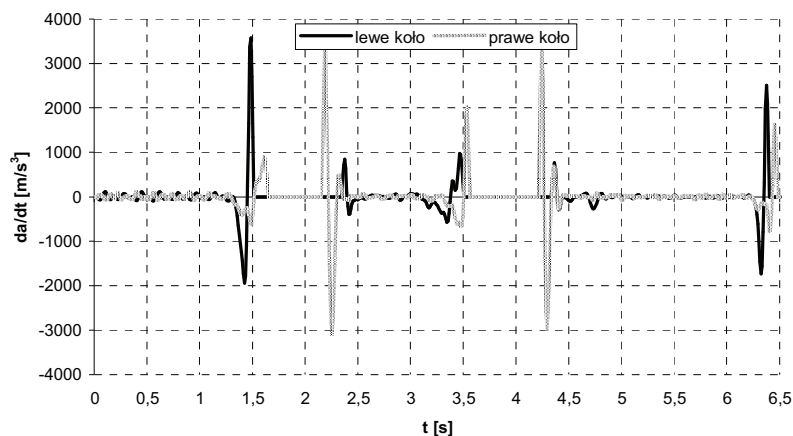
Z zależności (15) wynika, że przy założeniu określonej wartości momentu hamującego M_h oraz $F_z = \text{const}$, im mniejsza będzie wartość opóźnienia koła, tym współczynnik przyczepności będzie większy. Ten związek można wykorzystać do szacowania przyczepności między kołem a jezdnią.

Przy hamowaniu pulsacyjnym wyraźnie występuje różnica w wartości opóźnienia i przyspieszenia obwodowego koła w fazie hamowania i odhamowania na nawierzchni suchej i mokrej (rys. 6). W fazie hamowania na nawierzchni suchej występowało mniejsze opóźnienie obwodowe koła niż na nawierzchni mokrej. Jest to zgodne z zależnościami (14), (15). W fazie odhamowania na nawierzchni suchej występowało większe przyspieszenie niż na mokrej. Przy hamowaniu na nawierzchni mokrej charakterystyczne są znacznie większe bezwzględne wartości opóźnienia obwodowego koła niż przyspieszenia po odhamowaniu (rys. 6). Przy gwałtownym hamowaniu opóźnienie obwodowe koła jest ponad dwukrotnie większe na jezdni mokrej niż na suchej. Natomiast nie uzyskano takich jednoznacznych zależności dla tzw. zrywu, czyli pochodnej opóźnienia względem czasu (rys. 7).



Rys. 6. Porównanie przyspieszeń obwodowych kół na nawierzchni suchej i mokrej stanowiska bębnowego, przy tym samym wymuszeniu momentem hamującym. Hamowanie pulsacyjne.

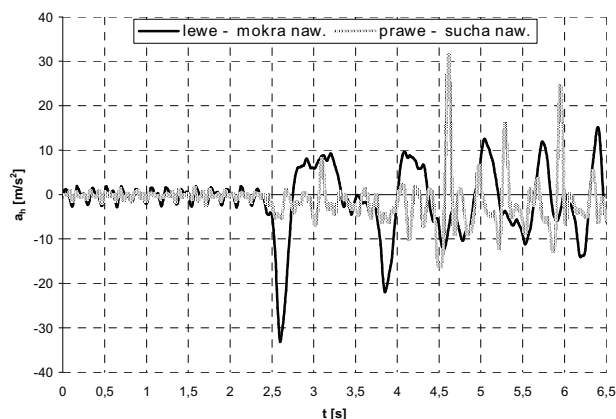
Fig 6. Comparison of the car wheels accelerations on the dry and wet surface of the drum stand at the same pulsating braking moment as input.



Rys. 7. Porównanie pochodnych przyspieszenia względem czasu przy hamowaniu pulsacyjnym na stanowisku, na nawierzchni suchej pod kołem prawym i mokrej pod kołem lewym.

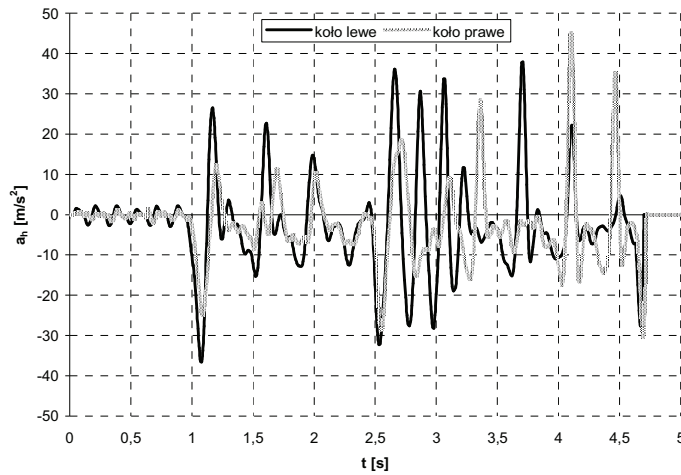
Fig. 7. Comparison of the derivatives of the car wheels accelerations during braking on the drum stand. The dry surface under right wheel (bright colour) and wet surface under left wheel (black).

Analiza przyspieszeń i opóźnień kół przy hamowaniu z uruchomionym układem ABS wykazuje podobne zależności jak przy hamowaniu pulsacyjnym (rys. 8). Należy analizować przyspieszenie koła lub jego pochodną względem czasu w fazie odhamowywania, ponieważ wtedy ciśnienie w zacisku spada gwałtownie, zawsze z tym samym gradientem. Spadek ten powodowany jest przez otwarcie zaworu modulatora ciśnienia i zadziałanie pompy ABS. Natomiast faza narastania ciśnienia w pierwszym cyklu jest realizowana przez kierowcę, który może naciskać na hamulec z różną prędkością. Ma to wpływ na opóźnienie koła i wynik analizy. W kolejnych cyklach działania ABS należy weryfikować ustalenie z analizy pierwszego cyklu przez pomiar a_H lub da_H/dt w fazach odhamowywania. Na jezdni suchej przyspieszenie koła w fazie odhamowania będzie większe niż na jezdni mokrej (rys. 8).



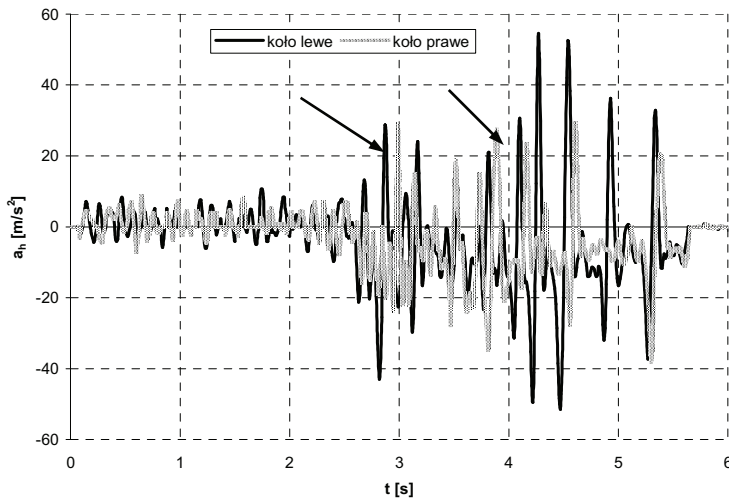
Rys. 8. Porównanie przyspieszeń kół na suchej i mokrej nawierzchni stanowiska, przy działaniu układu ABS.

Fig. 8. Comparison of the car wheels accelerations during braking with ABS acting. Braking on the dry and wet surface of the drum stand.



Rys. 9. Porównanie przyspieszeń kół na nawierzchni suchej stanowiska, przy działaniu układu ABS.
 Fig. 9. Comparison of the car wheels accelerations during braking with ABS acting - Braking on the dry surface of the drum stand. Bright colors – right wheel, black – left wheel.

Badania drogowe (rys. 10) potwierdzają wnioski z badań stanowiskowych. Zauważa się znaczny wpływ zakłóceń na rejestrację przebiegów prędkości kół i pewne niejednoznaczności przebiegów opóźnień, najprawdopodobniej spowodowane zmiennością warunków przyczepności pod kołami w czasie hamowania na drodze. Przykładowo, wartości opóźnień kół na suchej jezdni asfaltowej wykazują różnice dla koła prawego i lewego, podczas gdy teoretycznie opóźnienia te powinny być zbliżone.



Rys. 10. Porównanie przyspieszeń kół na drodze, na nawierzchni suchej (koło lewe) i mokrej (koło prawe), przy działaniu układu ABS.
 Fig. 10. Comparison of the car wheels accelerations during braking with ABS acting. Braking on the dry and wet surface of the asphalt. Left wheel – dry asphalt (bright colour), right wheel – wet asphalt (black).

Te różnice najprawdopodobniej były spowodowane zmianą bieżącej przyczepności między kołem a jezdnią, np. zabrudzeniem nawierzchni, nierównością drogi. W badaniach stanowiskowych warunki przyczepności były znacznie bardziej ustalone w porównaniu z badaniami drogowymi (rys. 8, 9).

Na podstawie rezultatów badań można sformułować następujące wnioski.

Analiza przyspieszenia koła w czasie pierwszego cyklu odhamowania, przy działaniu układu ABS pozwala oszacować przedział przyczepności koła do nawierzchni jezdni.

Ustalenie wartości liczbowych opóźnień i przyspieszeń odpowiadających określonym przedziałom współczynnika przyczepności opony do jezdni zależy od rodzaju opony i momentu bezwładności koła.

Wstępne badania wskazują, że na jezdni suchej przyspieszenie kątowe koła w pierwszym cyklu odhamowania przekracza 80 rad/s^2 , a na jezdni mokrej wynosi około 35 rad/s^2 . Tak znaczna różnica pozwala oszacować przedziały współczynnika przyczepności koła do nawierzchni jezdni, na której hamuje koło. Informacja o przyczepności uzyskana w pierwszym cyklu hamowania powinna być weryfikowana w następnych cyklach działania ABS.

4. Podsumowanie

Rezultaty badań wykazały, że istnieje możliwość bieżącej oceny współczynnika przyczepności między kołem a nawierzchnią jezdni w warunkach hamowania. Obliczony współczynnik przyczepności μ wynika z bieżącej wartości siły stycznej. Jeżeli algorytm sterowania ABS w pierwszym cyklu hamowania dopuszcza poślizg koła, przy którym współczynnik przyczepności osiąga wartość graniczną μ_H , bliską maksymalnej, to obliczona wartość maksymalna μ jest bliska współczynnikowi przyczepności przyłgowej opony do jezdni w miejscu hamowania.

Metoda oszacowania przyczepności poprzez obliczenie przyspieszenia koła podczas gwałtownego odhamowania przez układ ABS jest stosunkowo prosta. Wymaga znacznie mniej parametrów w stosunku do metody obliczania współczynnika przyczepności. Na podstawie wykonanych badań można stwierdzić, że metoda ta pozwala określić rodzaj nawierzchni, po jakiej porusza się koło (jezdni sucha, mokra, oblodzona). Nie pozwala natomiast wyznaczyć wartości współczynnika przyczepności.

Możliwość oceny współczynnika przyczepności na podstawie hamowań częściowych, oraz podczas napędu jest przedmiotem dalszych badań.

Literatura

- [1] Antilock braking system ABS, Materiały firmy Bosch, 1998.
- [2] ANWAR S., ASHRAFI B.: *A Predictive control algorithm for an anti-lock braking system*. SAE Technical Paper 2002-01-0302. SAE World Congress, Detroit, Michigan 03/2002.
- [3] BUCKHOLTZ K. R.: *Reference input wheel slip tracking using sliding mode control*. SAE Paper 2002-01-0301
- [4] ISO 13473-1, 1997. *Characterization of pavement texture by use of surface profiles*.

- [5] CHIH-YEN KUO, EDGE C. YEN: *A slip estimation scheme for controlling anti skid braking systems*. Int. J. of Vehicle Design, vol. 15, no. 3/4/5, 1994
- [6] FENNEL H.: *ABS plus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik*, ATZ 100/1998.
- [7] GAJEK A.: *Dynamiczna identyfikacja masy pojazdu, Materiały niepublikowane*. IPSiSS, Politechnika Krakowska, Kraków 2003.
- [8] GAJEK A.: *Kryteria diagnostycznej oceny układów ABS w warunkach stanowiskowych i drogowych*. Sprawozdanie z projektu badawczego nr 8T12C02521, IX/2003r.
- [9] GUSTAFSSON F. i inni: *Virtual sensors of tire pressure and road friction*. SAE papers, 2001-01-0796.
- [10] GUSTAFSSON F.: *Estimation and change detection of tire – road friction using the wheel slip*. Department of Electrical Engineering, Linköping University, Sweden, IEEE Control System Magazine, 1997.
- [11] HIRSCHBERG W., RILL G., WEINFURTER H.: *User-Appropriate tyre-modeling for vehicle dynamics in standard and limit situation*. Vehicle System Dynamics, Vol. 38 (2002), pp. 103-125.
- [12] KOSEK W.: *Metody analiz widmowych, filtracji i prognozowania*. Wykład. Centrum Badań Kosmicznych PAN, Warszawa.
- [13] MARGOLIS D., SHIM T.: *Model-based road friction estimation*. Vehicle System Dynamics, 2004, Vol. 41, No. 4, pp. 249-276.
- [14] MARGOLIS D., SHIM T.: *Using μ feedforward for vehicle stability enhancement*. Vehicle System Dynamics, 2001, Vol. 35, No. 2, pp. 103 - 119.
- [15] MASARU SUGAI, HIROYUKI YAMAGUCHI i inni: *New control technique for maximizing braking force on antilock braking system*. Vehicle System Dynamics, vol. 32 (1999), pp. 299-312.
- [16] RILL G.: *Simulation von Kraftfahrzeugen*. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig/Wiesbaden 1994.
- [17] *Sidewall torsion sensor system SWT. Step in the direction of an intelligent tire – Materiały firmy Continental TEVES*.
- [18] SJAHDANULIRWAN M.: *An analytical model for the prediction of tyre – road friction under braking and cornering*. Int. J. of Vehicle Design, Vol. 14, No.1, 1993.
- [19] UCHANSKI M. R.: *Road friction estimation for automobiles using digital signal processing methods*. A dissertation, University of California, Berkeley 2001.
- [20] WALCZAK ST.: *Analiza dynamicznych obciążeń elementów niezależnych zawiesznień kół samochodu*. Rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska. Kraków 2003.
- [21] WELCH G., BISHOP G.: *An introduction to the Kalman filter*. University of North California, 04/2004.
- [22] ZANTEN VAN A.T.: *Requirements and performance of ESP*. Teka Komisji Naukowo Problemowej Motoryzacji, tom 21/2000.

The possibility of the tire-road coefficient of friction estimation during straight line braking

S u m m a r y

The paper presents the results of the computer simulations and the road investigation of the coefficient of adhesion between tire and road surface. The results concern the straight line braking process. The possibility of the estimation of the range of the road adhesion on the base of the car wheel deceleration was analysed.